

**Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava**  
**Fakulta strojní**  
**Katedra energetiky**

**Využití tepla ze šroubových kompresorů**  
**Heat utilization from screw compressors**

**Student:**

**Zimák David**

**Vedoucí diplomové práce:**

**doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.**

**Ostrava 2013**

## Zadání bakalářské práce

Student: **David Zimák**  
Studijní program: B2341 Strojírenství  
Studijní obor: 3907R009 Provoz energetických zařízení  
Téma: **Využití tepla ze šroubových kompresorů**  
**Heat Utilization from Screw Compressors**

### Zásady pro vypracování:

Vzhledem ke zvyšujícím se nárokům na ekonomický provoz energetických strojů, proveďte v rozbor stávajícího provozu šroubových kompresorů. Dále pak proveďte výklad principů izotermické, či lépe řečeno, chlazené komprese.

V práci se především zabývejte:

- principy práce šroubových kompresorů a jejich stavbou,
- transformací energie, které se ve šroubových kompresorech uskutečňují,
- rozбором pojmu izotermická komprese, včetně exergetického hodnocení,
- množstvím tepla, které je možno ze šroubových kompresorů získat,
- nedostatky stávajícího provozování bez využití "odpadního" tepla.

Na závěr práce naznačte možnosti využití tepla, včetně instalace nových výměníků tepla.

### Seznam doporučené odborné literatury:

KOLARČÍK, K., KAMINSKÝ, J., PUMPRLA, O. *Kompresory*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2004. 125 s. ISBN 80-248-0704-1.

LIŠKA, A., CHLUMSKÝ, V. *Kompresory*. Praha: SNTL, 1977. 195 s.

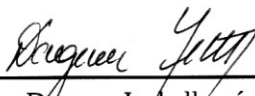
KALČÍK, J., SÝKORA, K. *Technická termomechanika*. Praha: Academia, 1973. 540 s.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.**

Datum zadání: 14.12.2012

Datum odevzdání: 20.05.2013

  
prof. Ing. Dagmar Juchelková, Ph.D.  
vedoucí katedry



  
doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

### Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 20.5.2013



.....  
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 20.5.2013



podpis

Jméno a příjmení autora práce: David Zimák

Adresa trvalého pobytu autora práce: Dobrovského 692, Otrokovice, 765 02

## **ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE**

ZIMÁK, D. *Využití tepla ze šroubových kompresorů: bakalářská práce.* Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2013, 37 s. Vedoucí práce: Kolarčík K.

V bakalářské práci se zabývám využíváním tepla ze šroubových kompresorů, které vzniká při stlačování plynu. Cílem této práce je návrh deskového výměníku tepla a akumulární nádrže na teplou užitkovou vodu. Tato voda bude dále využita pro sociální a technologické účely. V první části práce jsou popsány šroubové kompresory společně s transformacemi energií, ke kterým u těchto kompresorů dochází. Ve druhé části práce se věnuji návrhu energetického systému pro zadaný šroubový kompresor a ekonomickému zhodnocení celého projektu.

Klíčová slova: Šroubový kompresor, výměník tepla, akumulární nádrž, chlazení.

## **ANNOTATION OF BACHELOR THESIS**

ZIMÁK, D. *Heat utilization from screw compressors: Bachelor thesis.* Ostrava: VŠB – Technical university of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Energy Engineering, 2013, 37 p. Thesis head: Kolarčík K.

This bachelor thesis deals with the heat utilization from screw compressors, which is generated by gas compression. The aim of this bachelor thesis is to suggest a plate heat exchanger and hot water storage tank. Hot water will be used for social and technological purposes. The first part describes screw compressors with energy transformations, which occurs in these compressors. The second part is devoted to design of the energy system for the screw compressor and the economical evaluation of the project.

Key words: Screw compressor, heat exchanger, storage tank, cooling.

# Obsah

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ .....	8
1 Úvod .....	10
2 Šroubové kompresory .....	11
2.1 Principy šroubových kompresorů .....	11
2.2 Stavba šroubových kompresorů .....	11
2.3 Šroubové kompresory bezmazné .....	13
2.4 Šroubové kompresory mazané .....	14
3 Transformace energií ve šroubových kompresorech .....	14
3.1 Pracovní oběh šroubových kompresorů .....	14
3.2 Jednostupňová komprese .....	16
3.3 Vícestupňová komprese .....	16
4 Izotermická komprese .....	17
4.1 Izotermická komprese .....	17
4.2 Izotermická změna stavu .....	18
4.3 Polytropická změna stavu .....	18
5 Exergetické hodnocení .....	19
6 Praktické využití odpadního tepla ze šroubových kompresorů .....	19
7 Šroubový kompresor ORL 90 V .....	20
7.1 Technické parametry šroubového kompresoru ORL 90 V .....	20
7.2 Charakteristika kompresoru .....	21
7.3 Pneumatické schéma kompresoru .....	21
7.3.1 Schéma kompresoru s tepelným deskovým výměníkem .....	21
7.3.2 Schéma kompresoru s chlazením oleje pomocí ventilátoru .....	22
8 Návrh energetického systému .....	23
8.1 Chlazení oleje v tepelném výměníku .....	24
8.2 Chlazení oleje ventilátorem .....	24
9 Návrh tepelného výměníku .....	25
9.1 Výměníky tepla .....	25

9.2	Základní parametry vody a chladicího oleje .....	25
9.2.1	Parametry chladicího oleje.....	25
9.2.2	Parametry vody .....	26
9.3	Návrh typu výměníku .....	26
9.3.1	Výpočet tepelného výměníku .....	26
9.3.2	Návrh tepelného výměníku .....	27
9.3.3	Konstrukční data navrženého výměníku .....	28
10	Návrh akumulční nádoby .....	29
10.1	Výpočet množství teplé užitkové vody .....	29
10.2	Návrh akumulční nádoby .....	30
11	Ekonomické zhodnocení projektu .....	31
12	Závěr .....	33
	PODĚKOVÁNÍ .....	34
	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY .....	35
	SEZNAM POUŽITÝCH OBRÁZKŮ .....	36
	SEZNAM TABULEK .....	37

## SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ

ZNAČKA	VELIČINA	JEDNOTKA
$E_d$	energie potřebná za 1 den	kWh
$E_r$	energie potřebná za 1 rok	kWh
$E_s$	energie potřebná za 1 směnu	kWh
$IN_C$	celková investice	Kč
$P$	výkon, příkon	W
$P_{KO}$	příkon kombinovaného ohřívače	W
$P_{skut}$	skutečný tepelný výkon	W
$Q$	teplo	J
$S$	plocha	m <sup>2</sup>
$T$	absolutní teplota	K
$U_r$	roční finanční úspora	Kč
$V$	objem	m <sup>3</sup>
$\dot{V}$	objemový průtok	m <sup>3</sup> ·h <sup>-1</sup>
$\dot{V}_v$	objemový průtok vody	m <sup>3</sup> ·h <sup>-1</sup>
$\dot{V}_o$	objemový průtok oleje	m <sup>3</sup> ·h <sup>-1</sup>
$c$	měrná tepelná kapacita	J·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup>
$c_v$	měrná tepelná kapacita vody	J·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup>
$c_o$	měrná tepelná kapacita oleje	J·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup>
$i$	měrná entalpie	J·kg <sup>-1</sup>
$i_v$	měrná entalpie vody	J·kg <sup>-1</sup>
$i_o$	měrná entalpie oleje	J·kg <sup>-1</sup>
$l$	délka	m
$m$	hmotnost	kg
$\dot{m}$	hmotnostní průtok	kg·h <sup>-1</sup>
$\dot{m}_v$	hmotnostní průtok vody	kg·h <sup>-1</sup>
$\dot{m}_o$	hmotnostní průtok oleje	kg·h <sup>-1</sup>
$n$	otáčky	s <sup>-1</sup>
$n_d$	počet dnů	-
$n_h$	počet hodin	-
$p$	tlak	Pa
$p_1$	tlak před kompresí	Pa
$p_2$	tlak po kompresi	Pa



$t$	teplota	$^{\circ}\text{C}$
$\Delta t$	teplotní rozdíl	$^{\circ}\text{C}$
$\alpha$	využití kompresoru	%
$\rho$	hustota	$\text{kg}\cdot\text{m}^3$
$\tau$	doba návratnosti	dny
$\eta$	účinnost	%

# 1 Úvod

Výroba stlačeného vzduchu patří mezi běžně užívané technologie, které jsou z energetického hlediska velmi náročné. Je proto žádoucí využívat druhotných zdrojů energie, díky nimž může docházet k významným úsporám.

Základní jednotkou pro výrobu stlačeného vzduchu jsou kompresorové stanice, které mohou mít různé uspořádání podle požadavků na konečné vlastnosti stlačovaného plynu. Hlavním strojním zařízením každé kompresorové stanice je kompresor. U šroubových kompresorů se pomocí elektrické energie transformuje mechanická energie rotorů na tlakovou energii nasávaného plynu.

Druhotnou energií, která vzniká při provozu šroubových kompresorů, je odpadní teplo vznikající při stlačování plynu. Toto teplo odváděné do okolí není teplo ztracené, ale pouze teplo nevyužité. Takové odpadní teplo může být vhodným technickým zařízením dále využito. Olej, který u šroubových kompresorů plní funkci chlazení, lze pomocí tepelného výměníku dále využít pro ohřev užitkové vody. Teplou užitkovou vodu můžeme dále využít pro sociální účely. Pokud je olej ochlazován okolním vzduchem pomocí ventilátoru, je možno využít tento teplý vzduch k vyhřívání přilehlých prostor kompresorovny.

Tato práce se zabývá jedním ze způsobů využití odpadního tepla, a to k ohřevu teplé užitkové vody pomocí tepelného výměníku.

## **2 Šroubové kompresory**

### **2.1 Principy šroubových kompresorů**

Šroubové kompresory jsou sekundární energetické stroje, ve kterých dochází k transformaci elektrické energie na energii tlakovou. Jsou považovány za moderní objemové kompresory, protože v mnoha směrech slučují přednosti pístových, rotačních i dynamických kompresorů. Proto v současné době zaujímají v oboru stlačování plynů dominantní postavení. K nárůstu tlakové energie dochází změnou objemu pracovního prostoru, který je u šroubových kompresorů tvořen komůrkami mezi zuby rotorů a válcovou plochou skříně, a stejně jako všechny objemové kompresory jsou charakterizovány izotermickou stavovou změnou. [1]

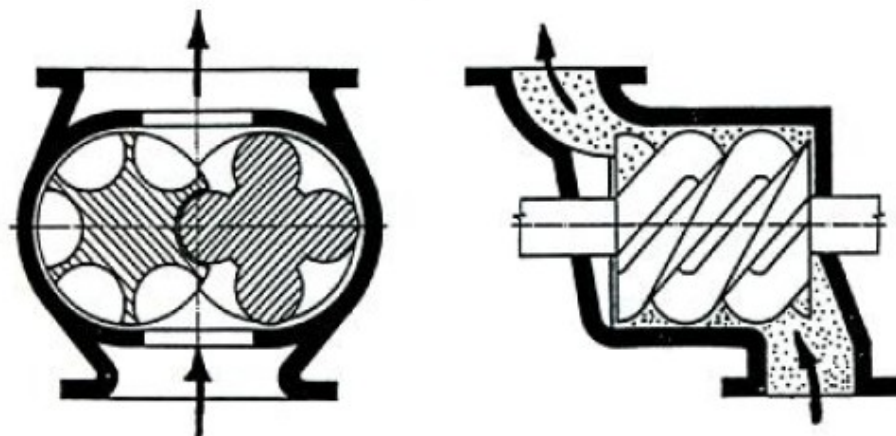
Šroubové kompresory stlačují celou škálu plynů včetně jejích směsí, u kterých je nutný nástřik chladicí kapaliny přímo do pracovního prostoru, a jsou vhodné i pro kompresi vlhkých a znečištěných plynů. Teplota v sání může dosahovat až 100°C. Odpovídající teplota ve výtlačném hrdle neohrožuje bezporuchový provoz stroje. Svou konstrukcí se podobají Rootsovým dmychadlům, čelní ozubení rotoru je ale nahrazeno šroubovými tělesy s nestejným počtem zubů a velkým stoupáním. [1]

Relativně malé rozměry a vysoké otáčky jsou předpoklady pro stavbu levných jednotek s minimálními požadavky na montáž a nenáročnou údržbu. Nevýhodou šroubových kompresorů je neměnný vestavěný tlakový poměr a velký hluk. [1]

### **2.2 Stavba šroubových kompresorů**

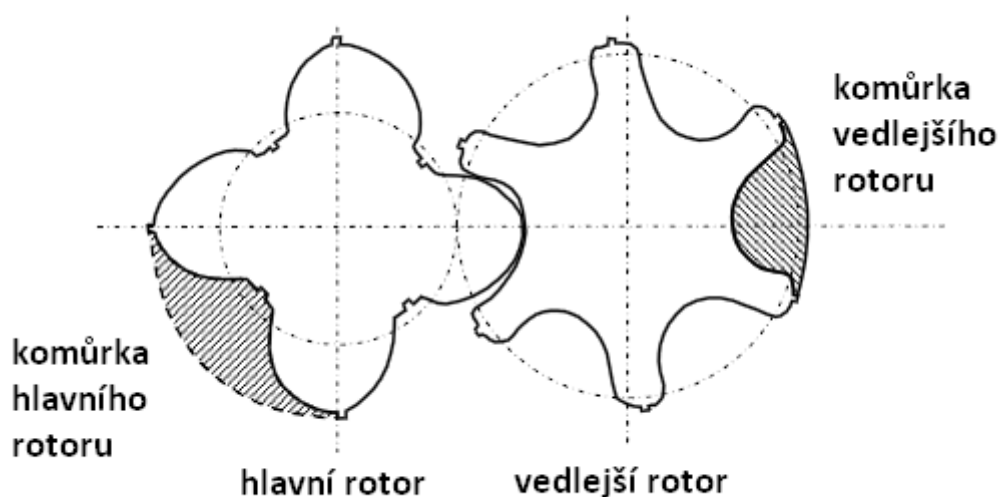
Hlavní částí každého šroubového kompresoru je skříň se dvěma válcovými otvory, ve kterých se otáčejí rotory v opačných směrech. Dále je součástí skříně sací hrdlo se sacím prostorem a sacím otvorem, který svým tvarem určuje dobu sání. Další částí je výtlačné hrdlo s podobně uspořádanými výtlačnými otvory. Dříve se z hlediska snadné montáže a návaznosti potřebných konstrukčních prvků používalo uspořádání souhlasné orientace sacího a výtlačného hrdla, a to směrem nad pracovní prostor stroje. V dnešní době mají mazané kompresory sací hrdlo nad pracovním prostorem a výtlačné hrdlo pod rotory. Bezmazné kompresory jsou konstruovány s opačným

směrem proudění. Dále jsou ve skříni uložena ložiska a ucpávky hřídelů, převodová a synchronizační soukolí. [1]



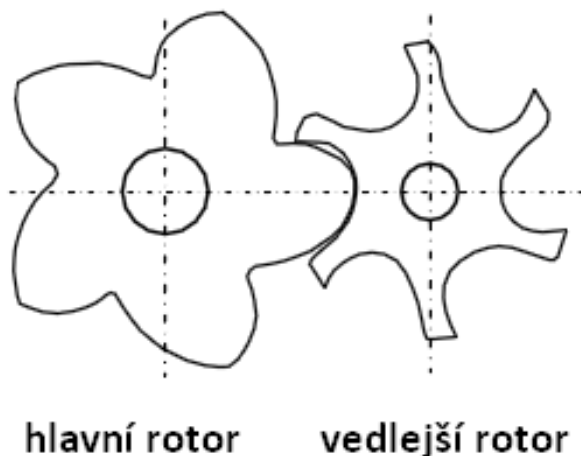
*Obr. 1 – Schéma bezmazného šroubového kompresoru [1]*

Pracovní prostor je tvořen válcovou plochou skříně a komůrkami mezi zuby dvou rotorů. Hlavní rotor má zuby s vypouklým profilem, jehož konstrukce zaručuje při rotaci tvorbu nepřetržitě těsnící linie s minimální netěsností mezi komůrkami, sáním a výtlakem. Vedlejší rotor má profil vydutý. Stroje s delšími rotory jsou konstruovány pro větší výkonnost a lepší využití pracovního prostoru, mají ale malou tuhost. Kratší rotory pro vyšší zatížení rozdílem tlaků. Původní zubové profily cévové a cykloidní byly postupně nahrazeny nesymetrickým profilem za účelem snížení vnitřních netěsností. [1]



*Obr. 2 – Nesymetrický zubový profil [1]*

V dnešní době se hojně využívá tzv. profil sigma, který zaručuje další zlepšení provozních vlastností stroje. Hlavní rotor má pět zubů, vedlejší rotor má zubů šest. [1]



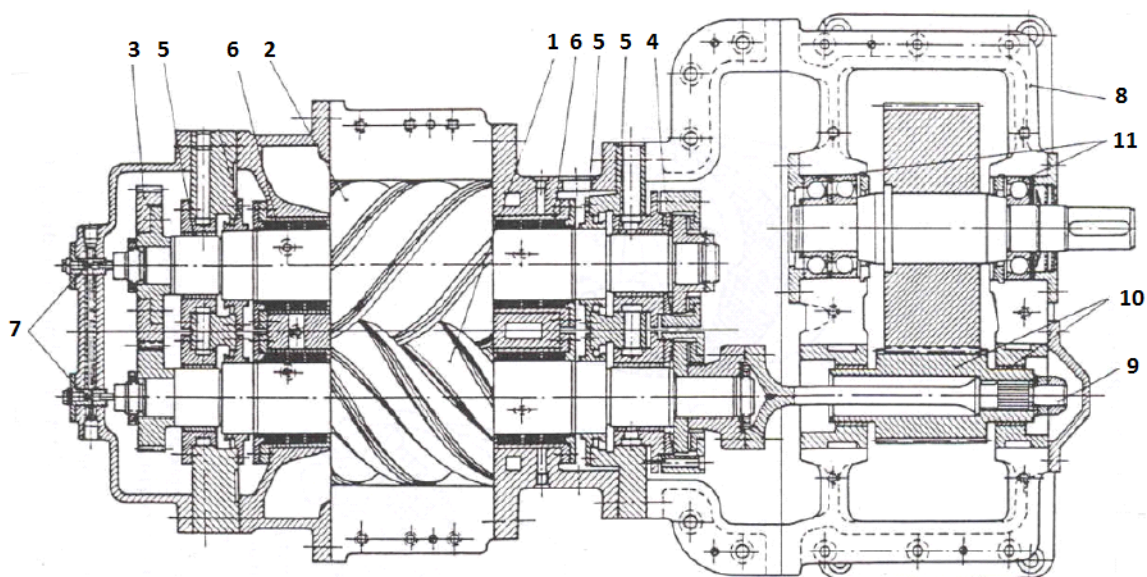
Obr. 3 – Zubový profil sigma [1]

Obvodová rychlost rotorů je závislá na výšce zubů, hustotě stlačovaného plynu a tlakovém poměru. Šroubové kompresory jsou doplněny systémy, které zajišťují regulaci výkonnosti, mazání, chlazení, tlumení hluku a filtraci nasávaného plynu. [1]

### 2.3 Šroubové kompresory bezmazné

U těchto typů šroubových kompresorů není pracovní prostor mazán. Vzájemný pohyb rotorů je svázán synchronizačním soukolím, čímž je zajištěno požadované rozdělení vůlí mezi zuby, které bývají co nejmenší z důvodu dobrého utěsnění pracovního prostoru. Bezmazné kompresory se uplatňují i v extrémních podmínkách. Jsou vhodné pro stlačování plynů silně korozivních, znečištěných, vzácných, ale i plynů s vysokým obsahem kapalin a sedimentů. [1]

K dosažení vysokých otáček jsou hlavní rotory poháněny do rychla přes převodovou skříň. Dosahují poměrně vysokých výkonností i při relativně malých rozměrech. [1]



Obr. 4 – Řez jednostupňovým bezmazným šroubovým kompresorem [1]

1,2 – rotory, 3 – synchronizační ozubení, 4 – axiální ložisko, 5 – radiální kluzná ložiska, 6 – ucpávky hřídelů, 7 – mazání hřídelů, 8 – převodovka, 9 – torzní hřídel, 10 – uložení pastorku převodové skříně, 11 – kuličková ložiska převodové skříně

## 2.4 Šroubové kompresory mazané

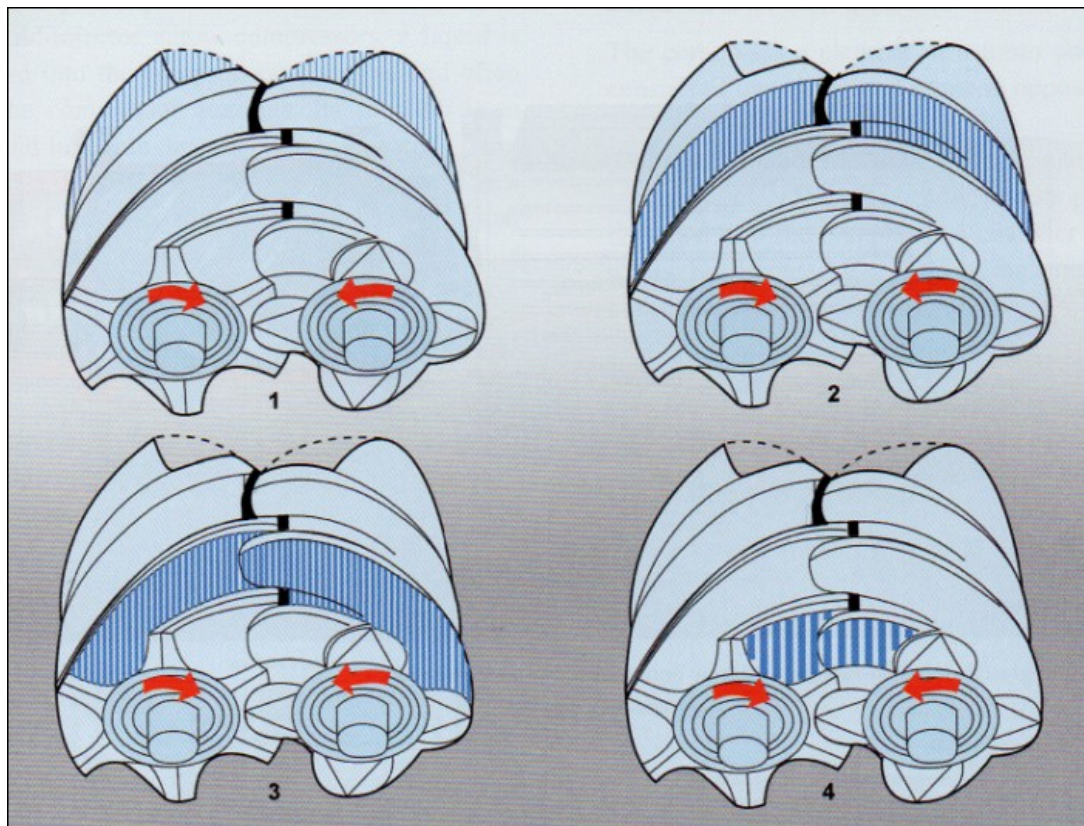
Příznivé podmínky pro přímé odvalování rotoru, účinný odvod tepla ze stroje a dokonalé utěsnění vůlí jsou tvořeny nástřikem oleje do pracovního prostoru kompresoru. Stroje bývají zpravidla jednostupňové, proto je i jejich konstrukce jednodušší. Nezbytný je komplikovaný systém zajišťující chlazení, čištění a odloučení oleje z dopravovaného plynu. Otáčky se snižují, což vede k menší hlučnosti stroje. [1]

## 3 Transformace energií ve šroubových kompresorech

### 3.1 Pracovní oběh šroubových kompresorů

Pracovní oběh šroubových kompresorů probíhá ve třech fázích. První fází je sání, při kterém je plyn nasáván do komůrky mezi zuby obou rotorů. Následuje druhá

fáze, fáze stlačování, při které plyn v pracovním prostoru kompresoru zvětšuje svůj tlak a zároveň snižuje svůj objem. Třetí a poslední fází je vytlačování, při kterém je přes výtlačný otvor vytlačován téměř všechen plyn ven z pracovního prostoru. [2]

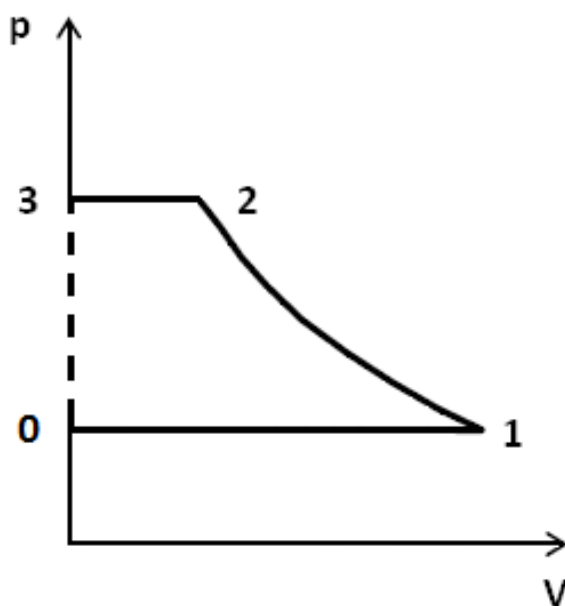


Obr. 5 – Pracovní děj šroubových kompresorů. [2]

1 – sání, 2 a 3 – stlačování, 4 – vytlačování

Komprese je ukončena v okamžiku, kdy špičky zubů obou rotorů dosáhnou hrany výstupního otvoru. U šroubových kompresorů je velikost škodlivého prostoru menší než 1% a expanze plynu ze škodlivého prostoru je zanedbatelná. Vzhledem k tomu, že šroubové kompresory pracují bez škodlivého prostoru a zpětné expanze, není pracovní oběh uzavřen tak, jako u pístových kompresorů. Sání i výkonnost stroje není závislá na zpětné expanzi. K ovlivnění dochází pouze vnitřními netěsnostmi. Netěsnosti u kvalitních ucpávek rotorů jsou ale minimální, proto tlaková charakteristika jednostupňového šroubového kompresoru je jen mírně skloněná. [1]

### 3.2 Jednostupňová komprese

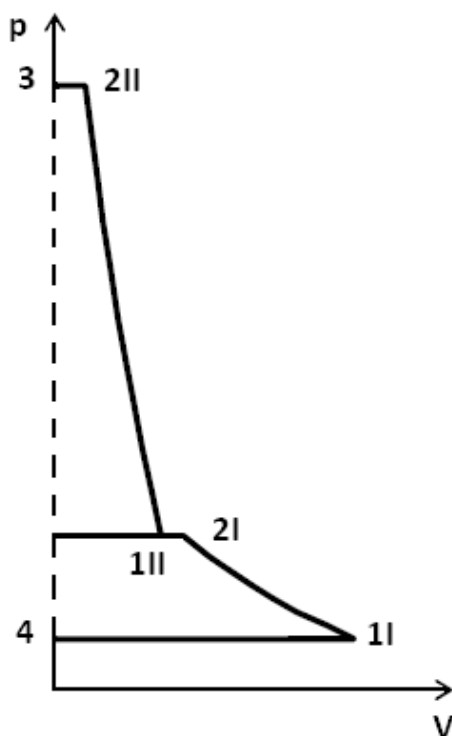


Obr. 6 – p-V diagram jednotupňového šroubového kompresoru [1]

### 3.3 Vícestupňová komprese

U dvoustupňového šroubového kompresoru navazuje komprese druhého stupně v bodě 1II po ochlazení plynu za prvním stupněm. Netěsnosti druhého stupně výkonnost kompresoru neovlivní, proto je tlakovou charakteristikou dvoustupňového stroje svislá přímka. Při změně tlaku nasávaného plynu sledujeme u vícestupňových kompresorů vnější kompresi i rázovou expanzi jen na posledním stupni. Nesoulad mezi vestavěnými tlakovými poměry a celkovým tlakovým poměrem nemá u vícestupňových kompresorů vliv na chování prvního stupně. Průběh vícestupňové komprese je znázorněn na obrázku 7. [1]





Obr. 7 –  $p$ - $V$  diagram dvoustupňového šroubového kompresoru [1]

## 4 Izotermická komprese

### 4.1 Izotermická komprese

U ideálního izotermického kompresoru, kde při kompresi nedochází ke zvyšování teploty díky intenzivnímu chlazení, odchází odpadní teplo s teplotou téměř na úrovni teploty nasávaného vzduchu. Izotermická účinnost by se blížila 100% a téměř všechna pohonná energie by se transformovala do stlačeného plynu, čímž by zvýšila jeho průceschopnost. Ve skutečnosti ale k takto dokonalým kompresím nedochází a proto teplo odchází na vyšší úrovni, než je teplota okolí. Izotermická komprese je tedy pouze teoretický proces, který nelze prakticky uskutečnit. Její praktický význam spočívá v tom, že její hodnoty porovnáváme se skutečnou polytropickou kompresní prací. [4]

Při stlačování plynu je z energetického hlediska snahou co nejvíce se přiblížit ideální izotermické kompresi. Toho lze dosáhnout mezistupňovým chlazením plynu. Plyn je v kompresoru stlačován v jednotlivých stupních a mezi každým stupněm je ochlazován. Ochlazování se provádí v mezistupňových chladičích. K chlazení vzduchu

se nejčastěji používá rekuperačních výměníků tepla. U větších kompresorů bývá chlazení prováděno zpravidla vodou. [4]

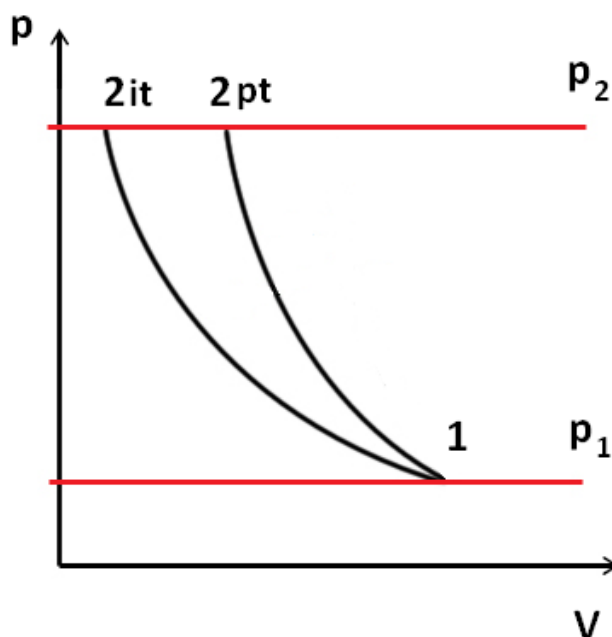
## **4.2 Izotermická změna stavu**

Izotermická změna stavu je definována podmínkou konstantní hodnoty teploty soustavy během děje. Splnění této podmínky předpokládá ideální tepelný kontakt soustavy s okolím. V technické praxi ale není její realizace možná. Izotermická komprese a expanze jsou změny, které potřebujeme pro teoretické úvahy. Izotermickou kompresi používáme také jako porovnávací děj pro skutečnou kompresi v chlazeném kompresoru. [4]

Izotermická změna stavu je v určitém smyslu mezní případ, stejně jako třeba změna adiabatická. Skutečné procesy ale probíhají mezi těmito mezními případy. U skutečných změn se mění nejen tlak, objem a teplota, ale dochází také ke sdílení tepla s okolím. [4]

## **4.3 Polytropická změna stavu**

U šroubových kompresorů se nasává vzduch o nižší teplotě, než je střední teplota válcové stěny skříně a rotorů. Nasátý vzduch se vlivem tepla stěn nejdříve ohřívá a změna tedy probíhá za přívodu tepla. Během komprese teplota stlačovaného vzduchu překročí tuto střední teplotu a teplo se naopak stěnami odvádí. Tento složitý průběh změny stavu látky můžeme nahradit jedinou vratnou stavovou změnou. Tato změna se nazývá polytropická. Rozdíl mezi izotermickou a polytropickou kompresí je znázorněn na obrázku 8. [4]



Obr. 8 – Porovnání izotermické a polytropické komprese v  $p$ - $V$  diagramu [9]

## 5 Exergetické hodnocení

Teplo z tepelného oběhu odváděné do okolí není teplo ztracené, ale pouze teplo nevyužité. Takové odpadní teplo může být dále využito vhodným technickým zařízením. Část takto využitelné energie se nazývá exergie. [3]

Využitelná tepelná energie je závislá na termodynamickém stavu látky a na teplotě okolí. Pokud je pracovní látka s okolím v nerovnováze, má pracovní látka určitou pracovní schopnost. Vyrovnáváním rozdílů energií okolí a pracovní látky je získána určitá práce. Pokud je vyrovnání těchto energetických rozdílů dosaženo vratným způsobem, je tato práce maximální. Využitelnou část energie tedy zmenšují jen nevratné děje. Tato nevratnost je skutečnou příčinou energetických ztrát. [3]

## 6 Praktické využití odpadního tepla ze šroubových kompresorů

Pro praktické využití odpadního tepla ze šroubových kompresorů budu navrhovat energetický systém pro šroubový kompresor ORL 90 V od firmy ORLÍK-KOMPRESORY. Tato firma působící na českém trhu se specializuje na výrobu

pístových, ale i šroubových kompresorů. Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava má k dispozici informace o tomto typu kompresoru, z tohoto důvodu jsem ho zvolil pro praktický výpočet. Jednotlivé parametry kompresoru jsou zpracovány v níže uvedené tabulce.

## 7 Šroubový kompresor ORL 90 V

### 7.1 Technické parametry šroubového kompresoru ORL 90 V

*Tab. 1 – Technické parametry šroubového kompresoru ORL 90 V*

Parametr kompresoru	Hodnota	Jednotka
Pracovní přetlak	8 - 13	bar
Výkonnost při přetlaku 8 bar	792	$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$
Tlak v sání	1	bar
Teplota v sání	20	$^{\circ}\text{C}$
Maximální příkon	90	kW
Maximální otáčky	6560	$\text{min}^{-1}$
Délka	1985	mm
Výška	1210	mm
Šířka	2000	mm
Hmotnost	1608	kg



*Obr. 9 – Šroubový kompresor ORL 90 V [6]*

## 7.2 Charakteristika kompresoru

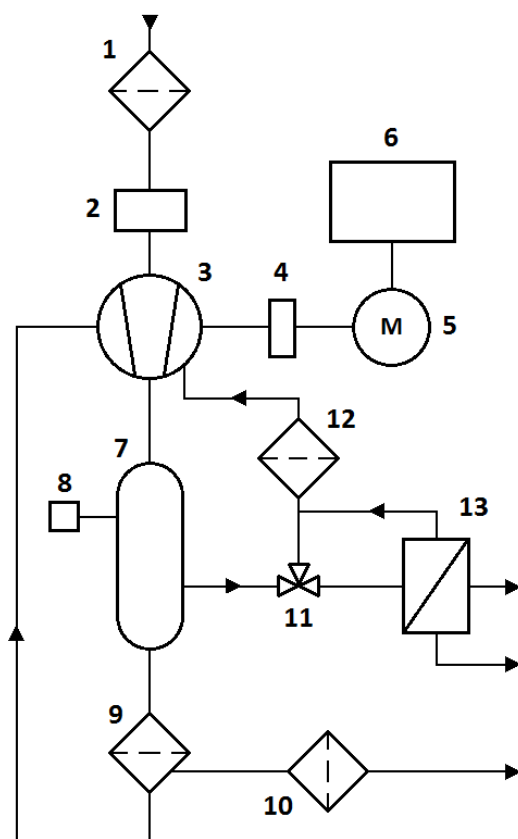
Jedná se o jednostupňový šroubový kompresor firmy ORLÍK-KOMPRESORY mazaný olejem. V kompresoru je použita šroubová jednotka vybavená mechanickou převodovkou. Ke spojení elektromotoru se šroubovou jednotkou je použita pružná hřídelová spojka. Z důvodu vyšší životnosti spojky je mezi elektromotorem a šroubovou jednotkou použita spojovací příruba. Dalším důvodem je nižší hluk a menší vibrace kompresoru. Elektromotor je řízen pomocí frekvenčního měniče. Výhodou je plynulá regulace množství dodávaného plynu, minimalizace ztrát při chodu kompresoru v odlehčeném režimu a nižší opotřebení jednotlivých komponentů kompresoru. Elektromotor a šroubová jednotka jsou jako jeden celek uloženy v karoserii kompresoru pomocí pryžových pružin. Karoserii tvoří rám uzavřený izolačními panely pro snížení hluku. [5]

Plyn je do šroubové jednotky nasáván přes vzduchový filtr z vnitřního prostoru karoserie. Ze šroubové jednotky je plyn s olejem dále dopravován do integrovaného zásobníku oleje. Ten plní funkci hrubého odloučení oleje a zároveň jeho filtraci. Stlačený plyn dále proudí do chladiče. Z něj potom proudí do odlučovače vody a oleje a dále do výtlačného hrdla kompresoru. V chladiči proudí olej a na základě jeho teploty je otevřen chladicí okruh do tepelného výměníku pro využití odpadního tepla pro ohřev teplé užitkové vody. [5]

## 7.3 Pneumatické schéma kompresoru

### 7.3.1 Schéma kompresoru s tepelným deskovým výměníkem

Chladicí a mazací olej je ochlazován vodou v tepelném deskovém výměníku. Tato ohřátá voda z výměníku dále ohřívá užitkovou vodu v akumulární nádrži pomocí otopného pláště. Voda z akumulární nádrže dále slouží pro sociální a technologické účely. Schéma výměníku připojeného ke kompresoru je znázorněno na obrázku 10. [5]

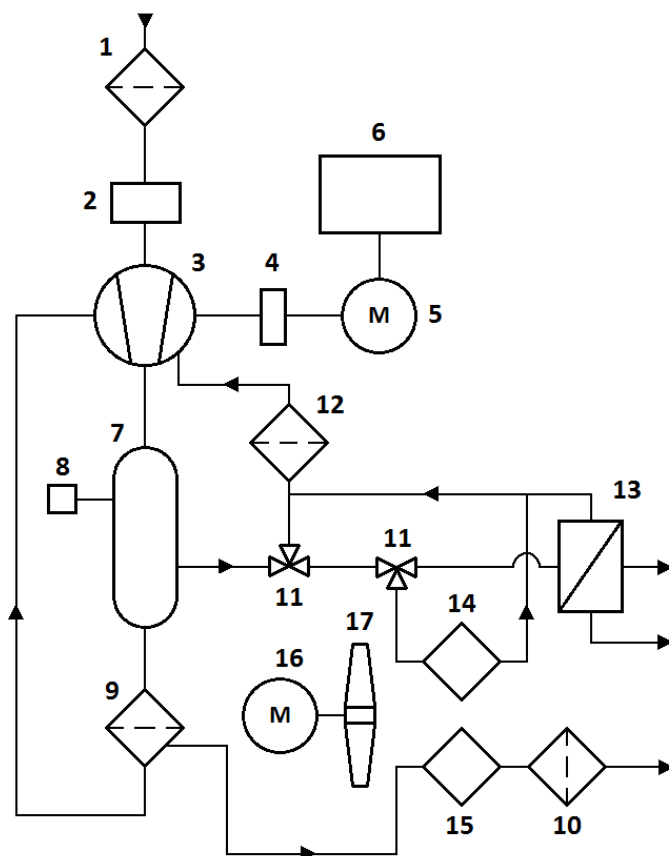


Obr. 10 – Pneumatické schéma kompresoru s výměníkem [5]

1 – sací filtr, 2 – regulátor sání, 3 – šroubová jednotka, 4 – spojka, 5 – motor, 6 – frekvenční měnič, 7 – zásobník oleje, 8 – pojistný ventil, 9 – separátor, 10 – filtr stlačeného plnu, 11 – trojcestný ventil, 12 – olejový filtr, 13 – tepelný výměník

### 7.3.2 Schéma kompresoru s chlazením oleje pomocí ventilátoru

V případě, že akumulční nádrž na teplou užitkovou vodu bude plná a odvod ohřáté vody nebude, bude chlazení oleje a plynu zajišťovat ventilátor. Tento ventilátor nasává do kompresoru chladicí vzduch z okolí, který prochází přes kombinovaný chladič oleje a vzduchu. Ohřátý vzduch je z kompresoru vypouštěn zpět do prostoru kompresorovny. Schéma kompresoru s chlazením pomocí ventilátoru je znázorněno na obrázku 11. [5]



Obr. 11 – Pneumatické schéma kompresoru s ventilátorem [5]

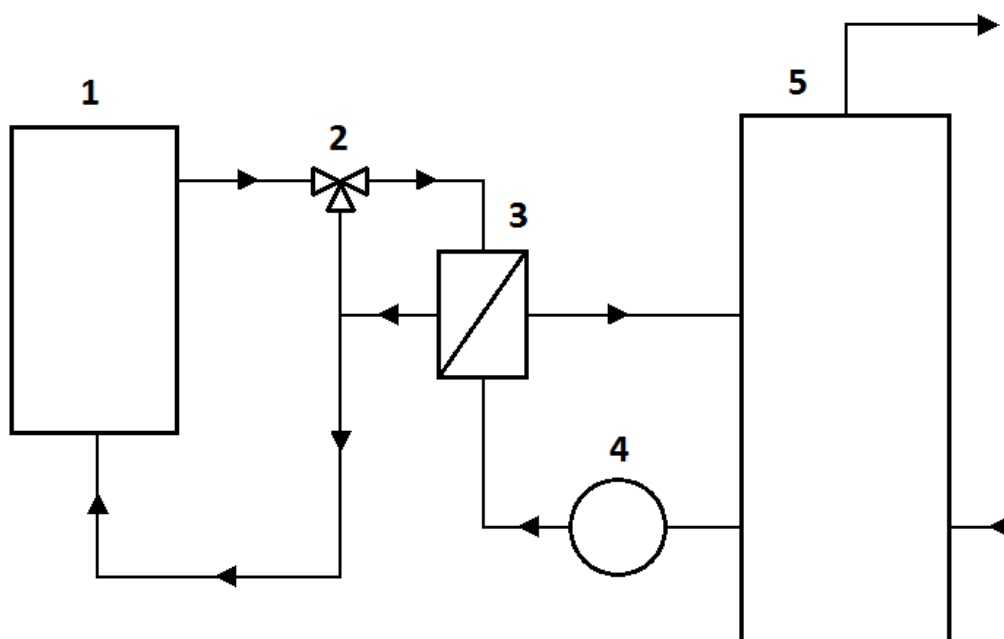
1 – sací filtr, 2 – regulátor sání, 3 – šroubová jednotka, 4 – spojka, 5 – motor, 6 – frekvenční měnič, 7 – zásobník oleje, 8 – pojistný ventil, 9 – separátor, 10 – filtr stlačeného plnu, 11 – trojcestný ventil, 12 – olejový filtr, 13 – tepelný výměník, 14 – chladič oleje, 15 – chladič vzduchu, 16 – motor ventilátoru, 17 – ventilátor

## 8 Návrh energetického systému

Ke šroubovému kompresoru ORL 90 V je připojen povrchový deskový výměník tepla a akumulční nádrž, která slouží jako zásobník pro teplou užitkovou vodu. Systém bude pracovat ve dvou režimech.

## 8.1 Chlazení oleje v tepelném výměníku

Chladicí a mazací olej ze šroubového kompresoru bude ohřívat vodu pomocí deskového výměníku tepla. Tato ohřátá voda bude z výměníku proudit do akumulární nádrže, kde bude ohřívat užitkovou vodu pomocí otopného pláště. Takto ohřátá užitková voda bude dále využita pro sociální a technologické účely. Cirkulace vody je v systému zajištěna pomocí oběhového čerpadla. [5]



Obr. 14 – Schéma ohřevu teplé užitkové vody [5]

1 – šroubový kompresor, 2 – trojcestný ventil, 3 – deskový tepelný výměník,  
4 – oběhové čerpadlo, 5 – akumulární nádrž

## 8.2 Chlazení oleje ventilátorem

Pokud bude odběr teplé užitkové vody nižší, nebo nebude vůbec, dojde k přenastavení trojcestného ventilu na okruh olej-vzduch. Olej bude ochlazován okolním vzduchem, což zajišťuje ventilátor. Takto ohřátý okolní vzduch může být dále využit pro vytápění přilehlých prostor kompresorovny. [5]



## 9 Návrh tepelného výměníku

### 9.1 Výměníky tepla

Výměníky tepla jsou zařízení sloužící k zprostředkování přenosu mezi dvěma nebo i více látkami. Jejich úkolem je realizace procesů a operací vyžadující chlazení nebo ohřev tekutin. Významnou skupinu tvoří regenerační nebo rekuperační výměníky tepla, kterými se zužitkovává odpadní teplo. [3]

Pro zadaný kompresor navrhuji povrchový výměník tepla. U těchto výměníků jsou pracovní látky, mezi nimiž se teplo sdílí, odděleny pevnou stěnou elementů tvořících teplosměnný povrch. Cílem výpočtu při návrhu výměníku je určení velikosti této teplosměnné plochy.

### 9.2 Základní parametry vody a chladicího oleje

#### 9.2.1 Parametry chladicího oleje

K chlazení a zároveň k mazání kompresoru je použit olej ORLÍK Compoil S01 od firmy ORLÍK-KOMPRESORY. Tento olej se speciálně používá k mazání šroubových kompresorů s chlazením pomocí vstřikování oleje do šroubové jednotky. Svým složením zaručuje vysokou ochranu proti opotřebení a korozi. Základní parametry tohoto chladicího oleje jsou uvedeny v tabulce 1. [10]

Tab. 1 – Parametry chladicího oleje ORLÍK Compoil S01

Olej ORLÍK Compoil S01	Hodnota	Jednotka
Teplota na vstupu	90	°C
Teplota na výstupu	60	°C
Objemový průtok	5,88	m <sup>3</sup> ·h <sup>-1</sup>
Hustota	828	kg·m <sup>-3</sup>
Měrná tepelná kapacita	2,1	KJ·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup>

### 9.2.2 Parametry vody

Základní parametry vody použité v tepelném výměníku jsou zpracovány v tabulce 2.

Tab. 2 – Parametry vody

Voda	Hodnota	Jednotka
Teplota na vstupu	15	°C
Teplota na výstupu	60	°C
Objemový průtok	1,87	m <sup>3</sup> ·h <sup>-1</sup>
Hustota	1000	kg·m <sup>-3</sup>
Měrná tepelná kapacita	4,2	KJ·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup>

## 9.3 Návrh typu výměníku

### 9.3.1 Výpočet tepelného výměníku

- Výpočet entalpie

$$i = c \cdot t \quad (9.1)$$

- Výpočet entalpie vody

$$i_v = c_v \cdot t_v \quad (9.2)$$

$$i_{v\ 15^\circ\text{C}} = 4200 \cdot 15$$

$$i_{v\ 15^\circ\text{C}} = 63\ 000\ \text{J/kg}$$

$$i_{v\ 60^\circ\text{C}} = 4200 \cdot 60$$

$$i_{v\ 60^\circ\text{C}} = 252\ 000\ \text{J/kg}$$

- Výpočet entalpie chladicího oleje

$$i_o\ 90^\circ\text{C} = 2000 \cdot 90$$

$$i_o\ 90^\circ\text{C} = 180\ 000\ \text{J/kg}$$

$$i_o\ 60^\circ\text{C} = 2000 \cdot 60$$

$$i_o\ 60^\circ\text{C} = 120\ 000\ \text{J/kg}$$

- **Výpočet hmotnostního průtoku vody**

$$\dot{m}_v \cdot c_v \cdot \Delta t_v = \dot{m}_o \cdot c_o \cdot \Delta t_o \quad (9.3)$$

$$\dot{m}_v = \frac{\dot{m}_o \cdot (i_{o\ 90^\circ\text{C}} - i_{o\ 60^\circ\text{C}})}{(i_{v\ 60^\circ\text{C}} - i_{v\ 15^\circ\text{C}})}$$

$$\dot{m}_v = \frac{4868,6 \cdot (180\ 000 - 120\ 000)}{(252\ 000 - 63\ 000)}$$

$$\dot{m}_v = 1870\ \text{kg/h}$$

### 9.3.2 Návrh tepelného výměníku

Pro výpočet a návrh tepelného výměníku jsem kontaktoval firmu Výměníky s.r.o. Tato firma se specializuje na prodej a navrhování tepelných výměníků, zejména výměníků deskových. Na základě mnou požadovaných teplot na vstupu a výstupu, a vypočtených objemových průtoků obou médií, byl touto firmou navržen deskový výměník SWEP B28. Parametry výměníku jsou zpracovány v níže uvedených tabulkách 3. a 4.

*Tab. 3 – Navržený výměník od firmy Výměníky s.r.o.*

Výměník SWEP B28	Voda	Olej Compoil S01	Jednotka
Tepelný výkon	85,47		kW
Teplota na vstupu	15	90	°C
Teplota na výstupu	60	60	°C
Objemový průtok	1,87	5,88	m <sup>3</sup> ·h <sup>-1</sup>
Hmotnostní průtok	1870	4868,6	kg·h <sup>-1</sup>
Hustota	1000	828	kg·m <sup>-3</sup>
Měrná tepelná kapacita	4,2	2,1	KJ·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup>
Součinitel prostupu tepla	793		W·m <sup>2</sup> ·K <sup>-1</sup>
Tlaková ztráta	1,34	25,2	kPa
Teplosměnná plocha	4,44		m <sup>2</sup>
Počet desek	76		-
Počet kanálů	37	38	-
Logaritmický rozdíl teplot	36,99		K

### 9.3.3 Konstrukční data navrženého výměníku

K ohřevu teplé užitkové vody je navržen tepelný deskový výměník SWEP B25 od firmy Výměníky s.r.o. Tyto výměníky typu B28 jsou vhodné pro většinu aplikací a jsou také optimálně navrženy pro chlazení olejů. Jedná se o pájený deskový výměník z nerezové oceli se závitovým ukončením vstupních a výstupních hrdel. Zařízení pracuje při tlacích do 25 barů. Tento výměník je určen pro široké použití v průmyslu, potravinářství a zejména pro výměňkové stanice tepla. [8]

Tab. 4 – Konstrukční data navrženého výměníku

Výměník SWEP B28	Voda	Olej Compoil S01	Jednotka
Materiál desek	nerezová ocel AISI 316		-
Spojení	pájené - měď		-
Objem	4,11	4,22	dm <sup>3</sup>
Zkušební tlak	45		bar
Maximální provozní tlak	25	16	bar
Váha prázdného výměníku	15		kg
Váha plného výměníku	22,7		kg
Výška	526		mm
Šířka	119		mm
Cena	33 250		Kč



Obr. 12 – Tepelný výměník SWEP B28 [8]

## 10 Návrh akumulční nádoby

K zadržování teplé vody a k jejímu uchování pro pozdější spotřebu slouží akumulční nádoby. V kombinaci s elektrickým topným tělesem se potom jedná o kombinované ohříváče vody. [7]

Teplota užitkové vody by se měla v místě odběru pohybovat o teplotě 60°C.

### 10.1 Výpočet množství teplé užitkové vody

- Skutečný tepelný výkon kompresoru

$$P_{\text{skut}} = P \cdot \alpha \cdot \eta \quad (10.1)$$

- Množství teplé užitkové vody získané za 1 hodinu provozu kompresoru

$$Q = m \cdot c \cdot \Delta t \quad (10.2)$$

$$m = \frac{P_{\text{skut}}}{c \cdot \Delta t} \cdot 3600 \quad (10.3)$$

Tab. 5 – Skutečný tepelný výkon kompresoru a množství ohřáté vody

$P_{\text{skut}}$ [kW]	$V$ [m <sup>3</sup> ]	$\alpha$ [%]	$\eta$ [%]	$c$ [KJ·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	$\Delta t$ [°C]
38,5	0,73	50	90	4,2	45
42,3	0,81	55	90	4,2	45
46,2	0,88	60	90	4,2	45
49,9	0,95	65	90	4,2	45
53,8	1,03	70	90	4,2	45
57,7	1,09	75	90	4,2	45
61,5	1,17	80	90	4,2	45
65,4	1,25	85	90	4,2	45
69,2	1,32	90	90	4,2	45
73,1	1,39	95	90	4,2	45
76,9	1,46	100	90	4,2	45

Při maximálním skutečném tepelném výkonu kompresoru je výměník schopen za 1 hodinu provozu ohřát 1,46 m<sup>3</sup> vody z teploty 15°C na teplotu 60°C při tepelném

výkonu kompresoru 76,9 kW. Předpokládám ale, že kompresor nebude stále pracovat na 100% výkonu.

*Tab. 6 – Množství vody za 1 hodinu provozu kompresoru*

Pskut [kW]	V [m <sup>3</sup> ]	$\alpha$ [%]	$\eta$ [%]	c [KJ·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	$\Delta t$ [°C]
65,4	1,25	85	90	4,2	45

Průměrné vytížení kompresoru předpokládám na 85%, množství ohřáté vody tedy bude 1,25 m<sup>3</sup> při tepelném výkonu kompresoru 65,4 kW.

## 10.2 Návrh akumulční nádoby

Pro akumulaci teplé vody navrhuji kombinovaný ohřívač vody firmy Kopa s.r.o. Tato firma se specializuje na výrobu bojlerů, akumulčních nádob a pro průmyslovou sféru také velkokapacitních ohřívačů. Jednotlivé parametry navrženého ohřívače jsou zpracovány v tabulce 7. [7]

*Tab. 7 – Parametry kombinovaného ohřívače vody KOV 1500*

Parametr	Hodnota	Jednotka
Typ ohřívače	KOV 1500	-
Materiál	Ocel	-
Objem	1,5	m <sup>3</sup>
Elektrický příkon	18	kW
Průměr nádoby	1000	mm
Průměr boileru	1100	mm
Výška boileru	2295	mm
Tloušťka plechu	5	mm
Celková hmotnost	642	kg
Cena	62 500	Kč

Kombinovaný ohřívač KOV 1500 slouží jako ohřívač a zásobník teplé užitkové vody. U těchto typů ohřívačů dochází k ohřevu užitkové vody teplou vodou z otopné soustavy pomocí otopného pláště v kombinaci s elektrickým topným tělesem. K ohřevu může docházet současně za použití obou způsobů ohřevu, nebo pouze jedním z nich. Náklady na ohřev teplé užitkové vody jsou nižší při současném užití elektrického topného tělesa a otopné vody, než u elektrického ohřevu. Ohřev vody je zároveň rychlejší. [5]

Tento ohříváč je konstrukčně určen pro zabudování ve svislé i vodorovné poloze. Válcové těleso je z ocelového plechu, plášť ohříváče je izolován izolačními pásy, které jsou opláštěné pozinkovaným plechem. Dále je těleso kombinovaného ohříváče opatřeno vývody pro přívod a odvod teplé užitkové vody, otopné vody a otvory pro měření teploty. [7]



Obr. 13 – Kombinovaný ohříváč vody KOV 1500 [7]

## 11 Ekonomické zhodnocení projektu

Cílem ekonomického zhodnocení projektu je výpočet denních a ročních úspor elektrické energie, která by byla potřeba pro ohřev stejného množství teplé užitkové vody elektrickým topným tělesem navrženého kombinovaného ohříváče. Dále výpočet ročních finančních úspor a doba návratnosti investice celého projektu.

- **Energie potřebná k ohřevu vody elektrickým topným tělesem za 1 směnu**

$$E_s = P_{ko} \cdot n_h \quad (11.1)$$

$$E_s = 18 \cdot 8$$

$$E_s = 144 \text{ kWh}$$

- **Energie potřebná k ohřevu vody elektrickým topným tělesem za 1 den**

$$E_d = P_{ko} \cdot n_h \quad (11.2)$$

$$E_d = 18 \cdot 24$$

$$E_d = 432 \text{ kWh}$$

- **Energie potřebná k ohřevu vody elektrickým topným tělesem za 1 rok**

$$E_r = E_d \cdot n_d \quad (11.3)$$

$$E_r = 432 \cdot 200$$

$$E_r = 86\,400 \text{ kWh}$$

- **Roční finanční úspora za elektrickou energii**

$$U_r = E_r \cdot \text{cena}_{\text{kWh}} \quad (11.4)$$

$$U_r = 86\,400 \cdot 4,5$$

$$U_r = 388\,800 \text{ Kč}$$

*Tab. 8 – Celkové investiční náklady*

Tepelný výměník	33 250	Kč
Kombinovaný ohříváč	62 500	Kč
Práce a ostatní materiál	15 000	Kč
Celková cena	110 750	Kč

- **Doba návratnosti investice celého projektu**

$$\tau = \frac{IN_c}{U_r} \cdot n_d \quad (11.5)$$

$$\tau = \frac{110\,750}{388\,800} \cdot 365$$

$$\tau = 104 \text{ dní}$$

Doba návratnosti investice celého projektu bude přibližně 104 dní.



## 12 Závěr

Využívání odpadního tepla ze šroubových kompresorů, které vzniká při stlačování plynu, umožňuje efektivně snížit náklady na ohřev teplé užitkové vody. Takto ohřátá voda může dále sloužit pro sociální a technologické účely. V zimních měsících může být část tohoto odpadního tepla dále využita pro ohřev vzduchu, kterým je možné vytápět kompresorovnu a její přilehlé prostory. Tento způsob je vhodný využít, pokud je akumulární nádrž zcela naplněna ohřátou vodou a odběr teplé užitkové vody je nižší, nebo není vůbec.

Tepelný výkon zadaného šroubového kompresoru je více než trojnásobný v porovnání s elektrickým příkonem navrženého kombinovaného ohřívače, z tohoto důvodu je ohřev elektrickým topným tělesem určen pouze pro případ vyššího odběru množství teplé užitkové vody, které by nemohlo být dodáno pouze pomocí kompresoru.

Investiční náklady na realizaci navrženého energetického systému jsou přibližně 110 750 Kč. S předpokládaným vytížením šroubového kompresoru je doba návratnosti investice přibližně 104 dní. Předpokládaná doba životnosti celého zařízení je 10 let. Po tuto dobu provozu zařízení tedy dochází k velmi výrazným finančním úsporám.

Vzhledem k neustále se zvyšujícím cenám elektrické energie je investice do tohoto projektu velice výhodná.

## **PODĚKOVÁNÍ**

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu mé bakalářské práce doc. Ing. Kamilovi Kolarčíkovi, CSc. za cenné informace, rady a připomínky ochotně poskytované při konzultacích během zpracovávání bakalářské práce.

## SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] KOLARČÍK, K., KAMINSKÝ, J., PUMPRLA, O. *Kompresory* [online]. Ostrava: VŠB - TU Ostrava, [cit.2013-04-10]. Dostupné z: <http://www1.vsb.cz/ke/vyuka/PS/kompresory-skripta.pdf>
- [2] FORDEL, P. *Atlas Copco: Compressed Air Manual 7<sup>th</sup> edition*. Atlas Copco Airpower NV: Belgium, 2010, p. 74. ISBN: 9789081535809. Dostupné z: [http://www.atlascopco.se/Images/Compressed\\_Air\\_Manual\\_tcm44-1249312.pdf](http://www.atlascopco.se/Images/Compressed_Air_Manual_tcm44-1249312.pdf)
- [3] SAZIMA, M., V. KMONÍČEK a J. SCHNELLER a kol. *TEPLO: TECHNICKÝ PRŮVODCE 2*. PRAHA: NAKLADATELSTVÍ TECHNICKÉ LITERATURY, 1989, p. 592. ISBN: 80 – 03 – 00043 -2.
- [4] KALČÍK, J. *Technická termodynamika*. PRAHA: NAKLADATELSTVÍ ČESKOSLOVENSKÉ AKADEMIE VĚD, 1963, p. 568. ISBN: 21 – 126 – 63.
- [5] PYTELA, M. *Využití druhotného tepla šroubových kompresorů*. Ostrava, 2009. Diplomová práce. VŠB – TU OSTRAVA, fakulta strojní, katedra energetiky.
- [6] ORLIK COMPRESSORS. *ORLIK COMPRESSORS: Kompresory šroubové* [online]. ORLIK, ©2007 [cit.2013-03-15]. Dostupné z: <http://www.orlik.cz/cs/produkty.aspx?id=eu>
- [7] Kopa. *Kopa – bojler: Kombinované ohřívače* [online]. Kopa, ©2013 [cit.2013-04-12]. Dostupné z: <http://www.bojlery.net/>
- [8] Výměníky s.r.o. *Výměníky: výměníky SWEP* [online]. Výměníky s.r.o., ©2010 [cit.2013-03-09]. Dostupné z: <http://www.vymeniky.cz/vymeniky-swep/>
- [9] BILLINGS, K. *Bimmerforums: THE ULTIMATE BMW FORUM* [online]. vBulletin Solutions, ©2013 [cit.2013-02-07]. Dostupné z: <http://forums.bimmerforums.com/forum/showthread.php?47410-Does-temperature-effect-boost>
- [10] Techair s.r.o. *Techair: Kompresorové oleje* [online]. [cit. 2013-03-20]. Dostupné z: <http://www.techair.cz/kompresorove-oleje-c-50.html>

## SEZNAM POUŽITÝCH OBRÁZKŮ

Obr. 1 – Schéma bezmazného šroubového kompresoru .....	12
Obr. 2 – Nesymetrický zubový profil .....	12
Obr. 3 – Zubový profil sigma .....	13
Obr. 4 – Řez jednostupňovým bezmazným šroubovým kompresorem .....	14
Obr. 5 – Pracovní děj šroubových kompresorů. ....	15
Obr. 6 – p-V diagram jednostupňového šroubového kompresoru .....	16
Obr. 7 – p-V diagram dvoustupňového šroubového kompresoru .....	17
Obr. 8 – Porovnání izotermické a polytropické komprese v p-V diagramu .....	19
Obr. 9 – Šroubový kompresor ORL 90 V .....	20
Obr. 10 – Pneumatické schéma kompresoru s výměníkem .....	22
Obr. 11 – Pneumatické schéma kompresoru s ventilátorem .....	23
Obr. 12 – Tepelný výměník SWEF B28 .....	28
Obr. 13 – Kombinovaný ohřívač vody KOV 1500 .....	31

## SEZNAM TABULEK

Tab. 1 – Technické parametry šroubového kompresoru ORL 90 V .....	20
Tab. 1 – Parametry chladicího oleje ORLÍK Compoil S01 .....	25
Tab. 2 – Parametry vody .....	26
Tab. 3 – Navržený výměník od firmy Výměníky s.r.o. ....	27
Tab. 4 – Konstrukční data navrženého výměníku .....	28
Tab. 5 – Skutečný tepelný výkon kompresoru a množství ohřáté vody .....	29
Tab. 6 – Množství vody za 1 hodinu provozu kompresoru .....	30
Tab. 7 – Parametry kombinovaného ohříváče vody KOV 1500 .....	30
Tab. 8 – Celkové investiční náklady .....	32